


**Hermetic compressor**

**Patent number:** CN1218143  
**Publication date:** 1999-06-02  
**Inventor:** IIDA NOBORU (JP); SAWAI KIYOSHI (JP)  
**Applicant:** MATSUSHITA ELECTRIC IND CO LTD (JP)  
**Classification:**  
**- international:** **F04C18/10; F04C23/00; F04C29/00; F04C18/08; F04C23/00; F04C29/00;** (IPC1-7): F04C11/00; F04C2/32  
**- european:** F04C18/10; F04C23/00B; F04C23/00D; F04C29/00C4  
**Application number:** CN19981021392 19981021  
**Priority number(s):** JP19970306583 19971021; JP19970306584 19971021

**Also published as:** US6102677 (A1)**Report a data error here**

Abstract not available for CN1218143

Abstract of correspondent: **US6102677**

A hermetic compressor according to the present invention uses a compressing mechanism which includes a rotary cylinder having a groove, and a piston slidable in the groove, so that the piston is rotated on a locus of a radius E about a position spaced apart at a distance E from the center of the rotary cylinder, thereby performing a compression stroke. In this compressing mechanism, the rotary cylinder is rotated and slid within the groove by rotation of the piston on the locus of the radius E about the position spaced apart at the distance E from the center of the rotary cylinder. Therefore, two spaces are defined in the groove by the piston and varied in volume by the sliding movement of the piston, whereby the compression and suction can be carried out. In this way, the compressing mechanism performs the compression and suction by only the rotating motions of the rotary cylinder and the piston, and does not require a member which is moved in a diametrical direction, such as vanes required in a rotary compressor, Oldham ring required in a scroll compressor and the like. Therefore, it is possible to realize a hermetic compressor, in which even if the compressing mechanism is fixed within a shell, only an extremely small vibration occurs.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

3

[19]中华人民共和国国家知识产权局

[51]Int. Cl<sup>6</sup>

F04C 11/00

F04C 2/32

## [12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 98121392.8

[43]公开日 1999年6月2日

[11]公开号 CN 1218143A

[22]申请日 98.10.21 [21]申请号 98121392.8

[30]优先权

[32]97.10.21 [33]JP [31]306583/97

[32]97.10.21 [33]JP [31]306584/97

[71]申请人 松下电器产业株式会社

地址 日本大阪府

[72]发明人 饭田登 泽井清

[74]专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标事  
务所

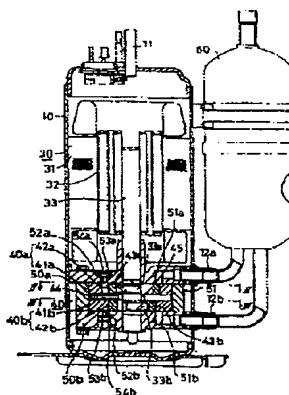
代理人 何腾云

权利要求书 2 页 说明书 10 页 附图页数 6 页

[54]发明名称 密闭式压缩机

[57]摘要

一种密闭式压缩机,采用一种压缩机构,该压缩机构包括一旋转缸和一活塞。旋转缸设一槽,活塞可在该槽中滑动,从而活塞沿着围绕与旋转缸中心相距为E的点并以E为半径的轨迹转动,借此,完成压缩冲程。在此压缩机构中,借助于活塞沿着围绕与旋转缸中心相距为E的点并以E为半径的轨迹转动,使旋转缸转动。因此,借助于活塞在槽内的滑动,活塞在槽内划分两个腔并且其容积变化,借此能完成压缩和吸入冲程。



ISSN 1008-4274

专利文献出版社出版

## 权 利 要 求 书

1.一种密闭式压缩机,包括若干压缩机构和驱动上述压缩机构用的电机,每个压缩机构包括设有一槽的一旋转缸和一活塞,以便借助于活塞沿着围绕与旋转缸中心相距为  $E$  的点并以  $E$  为半径的轨迹转动,完成压缩冲程,上述的压缩机构和上述电机固定在一机壳内部,其特征在于:所有的旋转缸联接在一起,所有活塞靠一共用轴驱动;至少,在一个压缩机构中的压缩冲程的相位,与其它压缩机构中的压缩冲程相位不同。

2.一种密闭式压缩机,包括两个压缩机构和驱动上述压缩机构的电机,每个压缩机构包括一旋转缸和一活塞,该旋转缸设有一槽,该活塞可在该槽中滑动,从而借助于活塞沿着围绕与旋转缸中心相距为  $E$  的点并以  $E$  为半径的轨迹转动,完成压缩冲程,上述的压缩机构和电机固定在一机壳内部,其特征在于,上述旋转缸相互联接在一起,上述活塞靠一共用轴驱动;上述第一和第二压缩机构中的压缩冲程的相位互不相同。

3.一种如权利要求 1 或 2 所述的密闭式压缩机,其特征在于:上述相位之间的差为  $180^\circ$ 。

4.一种如权利要求 1 至 3 中任一项所述的密闭式压缩机,其特征在于:上述压缩机构配置在所述机壳的下区段内,并且润滑油在该机壳的下区段内聚集。

5.一种如权利要求 2 所述的密闭式压缩机,其特征在于:上述的第一和第二压缩机构设在上支座和下支座之间;该第一压缩机构用的吸气口和排气口设在上述上支座上;该第二压缩机构用的吸气口和排气口设在上述下支座上。

6.一种如权利要求 5 所述的密闭式压缩机,其特征在于:上述第一和第二压缩机构的相位相互相差  $180^\circ$ ,上述上支座的所述吸气口和上述下支座的所述吸气口设置在同一轴线上。

7.一种如权利要求 5 所述的密闭式压缩机,其特征在于:上述各吸

气口按下述方式设置：当活塞在所述槽内划定的两腔彼此为最大值和最小值的关系时，上述吸气口不与上述两腔相通。

8.一种如权利要求5所述的密闭式压缩机，其特征在于：上述各排气口按下述方式设置：当活塞在所述槽内划定的两腔相互为最大值和最小值的关系时，上述排气口不与上述两腔相通。

9.一种密闭式的压缩机，包括两个压缩机构和一电动机构组件，各压缩机构包括一旋转缸和一活塞，该旋转缸有一槽，该活塞可在该槽中滑动，借助于上述活塞沿着围绕与旋转缸中心相距为  $E$  的点并以  $E$  为半径的轨迹转动，完成压缩冲程，上述压缩机构的旋转缸利用插入其间的隔板相互联接，上述隔板设有使轴穿过的通孔，上述轴设有能安装活塞的曲柄段，上述电动机构组件通过共用轴驱动上述压缩机构的上述活塞，其特征在于：建立下列关系式

$$D_h \geq D_c$$

$$D_h \geq D_s + 2E$$

式中：  $D_h$  表示上述通孔的直径；  $D_s$  表示上述轴的直径；  $D_c$  表示上述曲柄段的直径。

10.一种如权利要求9所述的密闭式压缩机，其特征在于：建立下列关系式

$$D_h \leq D_p - 4E$$

式中：  $D_p$  表示上述活塞的直径。

# 说明书

## 密闭式压缩机

本发明涉及一种致冷循环系统用的密闭式压缩机。

采用常规原理的压缩机构包括一旋转缸和一活塞，该旋转缸设有槽，该活塞可在该槽内滑动；所以，旋转缸随活塞运动而转动，完成吸入和压缩冲程（参见德国专利 No 863,751 和英国专利 No 430,830）。

采用常规原理的压缩机构，参照图 8 说明如下。

该压缩机构由旋转缸 101 和活塞 102 组成。旋转缸 101 设有槽 100，活塞 102 可在槽 100 内滑动。旋转缸 101 围绕点 A 转动，而活塞 102 围绕点 B 转动。

现将举一实例说明活塞和缸的运动。在此例中，活塞 102 的旋转半径等于旋转缸 101 的中心 A 和活塞 102 运行轨道的中心 B 之间的距离。

当活塞 102 的转动半径大于或小于旋转缸 101 的旋转中心 A 和活塞 102 运行轨道中心 B 之间的距离时，其运动则不相同。这些不同运动的说明在此省略。

图 8 中的虚线 C 表示活塞 102 的运行轨迹。

图 8a 至 8i 表示活塞 102 每转动  $90^\circ$  后所处的状态。

首先，活塞 102 的运动说明如下。图 8a 表示的状态是活塞位于运行轨道中心 B 的正上方。图 8b 表示活塞 102 从图 8a 所示位置，沿逆时针方向转动  $90^\circ$  后的状态。图 8c 表示活塞 102 从图 8a 所示位置，沿逆时针方向转动  $180^\circ$  后的状态。图 8d 表示活塞 102 从图 8a 所示位置，沿逆时针方向转动  $270^\circ$  后的状态。图 8e 显示活塞 102 从图 8a 所示位置，沿逆时针方向，转动  $360^\circ$  后的状态，并且，已返回图 8a 所示的位置。

旋转缸 101 的运动过程说明如下。在图 8a 所示状态，旋转缸 101 的定位，槽 100 处于垂直位置。当活塞 102 从此位置沿逆时针方向运动  $90^\circ$  时，如图 8b 所示，旋转缸 101 则沿逆时针方向转动  $45^\circ$ ，并且槽 100 也因此呈倾斜  $45^\circ$  的状态。当活塞 102 从图 8a 所示位置，沿逆时针

方向，转动  $180^\circ$  时，如图 8c 所示，旋转缸 101 则沿逆时针方向转动  $90^\circ$ ，并且槽 100 也因此倾斜  $90^\circ$ 。

照此方式，旋转缸 101 随活塞 102 的转动，沿同一方向转动；但是，在活塞 102 转过  $360^\circ$  的同时，旋转缸 101 转动  $180^\circ$ 。

形成压缩腔的槽 100，其容积变化说明如下。

在图 8a 所示状态，活塞 102 位于槽 100 的一端，因此仅存在一个空腔 100。在此，该空腔 100 被称之为第一腔 100a。在图 8b 所示状态，第一腔 100a 变窄，而在活塞 102 的另一侧形成第二腔 100b。在图 8c 所示状态，第一腔 100a 的容积仅为图 8a 所示空腔容积的一半；而且限定第二腔 100b 的大小与第一腔 100a 相同。图 8e 显示活塞 102 转动完  $360^\circ$  的状态，第一腔 100a 的容积为零。

照此方式，每当活塞 102 转动  $360^\circ$  时，活塞 102 总是划定两个腔 100a 和 100b，并且两腔的容积总是从最小值至最大值和从最大值至最小值重复变化。

因此，借助活塞 102 转动  $720^\circ$ ，形成压缩腔的空腔则完成压缩和吸入冲程。

上述的压缩原理面临下列难题：当活塞 102 位于旋转缸 101 的旋转中心 A 时，活塞 102 的旋转力的方向与槽 100 的方向相同；因此，该力不能使旋转缸 101 转动。所以，当活塞 102 位于旋转缸 101 的旋转中心 A 时，如果不对旋转缸作用旋转力，上述的运动实际上不能继续进行。

目前，正在考虑各种方法对旋转缸 101 提供旋转力，以便克服上述难题。本发明的目的是要提供一种最佳的方案，用于致冷循环系统的密闭式压缩机。

采用两个相互同步、相位不同的压缩机构，实现连续运动。更具体而言，借助于两个相互同步、相位不同的压缩机构，可将一个旋转缸的旋转力，作用于另一旋转缸。因此，即使两个旋转缸中的任一个，其上不作用活塞产生的旋转力时，另一旋转缸将对其作用旋转力；借助此可保持连续转动。不过，在采用两个相互同步、相位不同的压缩机构时，由于两个压缩腔中的压缩冲程互不相同，所以两个压缩腔务必各自独立。为此，在形成两个压缩腔的两旋转缸之间，需设置一块隔板。另一

方面，还需为各压缩腔内设一驱动活塞用的轴。于是，在此隔板上需设一通孔，作为轴的穿孔。

倘若如此，从强度和精确度考虑，该轴的结构最好不设计成与一分隔件相联接。于是，为驱动活塞，对该轴作用很大的压力；而且该轴上作用有很大的扭转应力。采用上述压缩机构，组装阶段，不仅务必将高度精确地调节活塞和旋转缸之间的定位关系，还务必高度精确地调节两旋转缸之间的定位关系。为此，如果采用的结构，是以螺纹联接方式将轴和分隔件相互装配，则很难保证精度。

鉴于上述原因，该轴是由一个单独的部件加工而成。不过，如果该轴用一个单独的部件加工而成，该轴务必从隔板的一侧插入。

因此，本发明的目的是要提供一种适于密闭式压缩机用的结构，该结构中的两个压缩机构按同步方式相互联接，并能适于工业生产。

本发明的另一目的是提供一种密闭式压缩机，借助于防止不同相位的两压缩腔之间相通，该压缩机具有较高的压缩效率。

按照本发明的一种封闭式压缩机，包括若干压缩机构，每个压缩机构包括一旋转缸和一活塞，该旋转缸上设有槽，该活塞可在该槽中滑动；所以，借助于活塞沿着围绕与旋转缸中心相距为 $E$ 的点，以 $E$ 为半径的轨迹转动，完成压缩冲程。在该压缩机构中，活塞沿着围绕与旋转缸中心相距为 $E$ 的点，以 $E$ 为半径的轨迹转动，并在上述槽中滑动；借此，使旋转缸转动。由此，在槽内由活塞划分两个腔，并且因活塞的滑动使两腔的容积变化；借此能够完成压缩和吸入的运行过程。

照此方式，仅靠旋转缸和活塞的旋转运动，能使压缩机构完成压缩和吸入；而无需设置径向移动的部件，如旋转压缩机所需的叶片和涡流压缩机等所需的十字环。因此，有可能制造出一种压缩机，在此类压缩机上，即使将压缩机构固定在机壳内，仅仅只产生极小的振动。

如本发明第一方案所述的一种密闭式压缩机，包括若干压缩机构；在所述压缩机构中，所有旋转缸连在一起，并且所有的活塞靠一共用轴驱动。而且，至少在一台压缩机构中，压缩冲程的相位与其它压缩机构的压缩冲程相位不同。鉴于设有若干压缩机构，并且各压缩机构相互连结在一起，而且至少一台压缩机构的压缩冲程相位与其它压缩机构中的

压缩冲程相位不同；如上所述，即使某活塞处于一台压缩机构的旋转缸的中心，其它压缩机构仍具有旋转力。因此，有可能避免出现活塞驱动力不以旋转力作用于旋转缸的情况。

如本发明第二方案所述的一种密闭式压缩机，包括上述型的两个压缩机构，其中，旋转缸连在一起，活塞靠一共用轴驱动。第一和第二压缩机构的压缩冲程，相位互不相同。鉴于设有两个压缩机构并且二者相互连在一起，而且在第一和第二压缩机构中，压缩冲程的相位互不相同；如上所述，即使一个活塞位于一个压缩机构的旋转缸中心，另一压缩机构仍具有旋转力。因此，有可能避免出现活塞驱动力不以旋转力作用于旋转缸的情况。

如本发明第三方案所述，除第一、二方案的特征之外，还具有以下特征：即相位差为  $180^\circ$ 。由于相位差为  $180^\circ$ ，两活塞可以相互对称配置，便于制造。

如本发明第四方案所述，除第一至第三方案中的任一项的特征之外，还具有以下特征：即压缩机构设置在机壳的下区段内，并且润滑油在机壳的该下区段内聚集。如上所述，即使压缩机构配置在润滑油聚集的机壳下区段内，由于压缩机构没有可运动的区段，则不会搅动润滑油。因此，封装在机壳内的润滑油量可以减少。由于减少了封装的润滑油量，溶解入润滑油中的致冷剂量也可减少，相应地，封装在致冷系统中的致冷剂量也可以减少。

如本发明第五方案所述，除第二方案的特征之外，还具有以下特征：即第一和第二压缩机构设置在上、下支座之间；第一压缩机构用的吸气口和排气口设在上支座；第二压缩机构用的吸气口和排气口设在下支座。如上所述，采用在上、下支座设置吸气口和排气口的方案，增加了吸气口和排气口位置设定的自由度。因此，有可能调节压缩比，防止因吸气口和排气口的位置失当造成过度压缩。

如本发明第六方案所述，除第五方案的特征之外，还具有以下特征：第一和第二压缩机构的相位，相互相差  $180^\circ$ ，并且上支座的吸气口和下支座的吸气口设置在同一轴线上。照此配置，进气管可以安装在同一侧，并且，管道不能在周围移动，便于将进气管接至蓄能器或类似装置。





如本发明第七方案所述,除第五方案的特征之外,还具有以下特征:各吸气口位置的设置,应使活塞在所述槽中划定的两个腔相互处于最大值和最小值的关系时,上述吸气口不与上述的两腔相通。按照上述位置设置吸气口,则有可能防止在压缩冲程的始点和终点,将已压缩的气体抽出压缩区间之外;借此,提高压缩效率。

如本发明第八方案所述,除第五方案的特点之外,还具有以下特征:各排气口位置的设置,应使当活塞在上述槽中划定的两个腔相互处于最大值和最小值的关系时,排气口不与上述两腔相通。按照该位置设置排气口,则有可能防止在压缩冲程的始点和终点,将排出的压缩气体返回压缩腔;借此,提高压缩效率。

如本发明第九和十方案所述,除第五方案的特征之外,还具有以下特征:一种密闭式压缩机,包括两个压缩机构,其中旋转缸连结在一起;活塞靠一共用轴驱动;并且第一和第二压缩机构的压缩冲程和相位互不相同。借助于设置两个压缩机构并且二者相互连结在一起,而且第一和第二压缩机构的压缩冲程和相位互不相同,如上所述,即使活塞位于一个压缩机构的旋转缸的中心,另一压缩机构仍具有旋转力。因此,可能避免出现活塞驱动力不以旋转力作用于旋转缸的情况。

按本发明第九方案所述的密闭式压缩机,规定下列关系式:

$$D_h \geq D_c$$

$$D_h \geq D_s + 2E$$

式中:  $D_h$  表示通孔直径;  $D_s$  表示轴的直径;  $D_c$  表示曲柄段直径。按照上述关系式规定的范围设定的通孔直径,则能将轴从隔板一侧插入,形成两个压缩机构。

按本发明第十方案所述,除第九方案之外,还规定下列关系式:

$$D_h \leq D_p - 4E$$

式中:  $D_p$  表示活塞直径。按照上述关系式规定的范围设定通孔直径,通孔则永远处于被活塞封闭的状态。因此,即使两压缩腔的压缩冲程互不相同,也可能防止一个压缩腔中的压缩气体泄入另一压缩腔。

图1是本发明实施例的一种密闭压缩机的垂直剖视图;

图2是图1的II-II剖视图;

图 3 是图 1 的 III - III 剖视图;

图 4 是轴 33 的主要区段的侧视图;

图 5 是表示通孔 45 和轴 33 相互位置关系的视图;

图 6 是表示通孔 45 和活塞 42 相互位置关系的视图;

图 7a 至 7h 是说明本发明实施例的压缩机构的运动原理的视图;

图 8a 至 8i 是说明常规压缩机原理的视图。

现将参照附图, 借助实施例, 详述本发明。

图 1 是按照本发明实施例的一种密闭压缩机的垂直剖视图; 图 2 是图 1 的 II - II 剖视图; 图 3 是图 1 的 III - III 剖视图; 图 4 是轴 33 主要区段的侧视图。

参见图 1, 本发明该实施例的密闭式压缩机包括一电动机构组件 30 和一压缩机构组件 40, 上述两组件均装入构成一密闭容器的机壳 10 内。

机壳 10 在其上部设有一排气管 11, 在其下段的一侧设有两根进气管 12a 和 12b。

电动机构组件 30 是由与机壳 10 相固定的一定子 31 和一转动的转子 32 组成。转子 32 的旋转运动借助于轴 33 传至压缩机构组件 40。

压缩机构组件 40 包括第一压缩机构 40a 和第二压缩机构 40b。第一压缩机构 40a 由第一旋转缸 41a 和第一活塞 42a 组成; 第二压缩机构 40b 由第二旋转缸 41b 和第二活塞 42b 组成。第一旋转缸 41a 设有槽 43a, 第二旋转缸 41b 设有槽 43b。所设的第一活塞 42a 可在槽 43a 中滑动, 第二活塞 42b 可在槽 43b 中滑动。组成第一压缩机构 40a 和第二压缩机构 40b 的部件, 其规格和形状均相同。

第一和第二压缩机构 40a 和 40b 靠隔板 44 相互隔开。隔板 44 上设有一通孔 45。第一旋转缸 41a、第二旋转缸 41b 和隔板 44 相互联接并按同一方式运动。虽然, 第一和第二旋转缸 41a 和 41b 相互联在一起, 而其上的槽 43a 和 43b 相互偏转  $90^\circ$ , 所以, 压缩行程的相位相互相差  $180^\circ$ 。

另一方面, 第一和第二活塞 42a 和 42b 分别装入第一和第二曲柄 33a 和 33b。第一和第二曲柄 33a 和 33b 的配置, 将使其偏心的方向相互相差  $180^\circ$ 。

第一和第二压缩机构 40a 和 40b 借助于上支座 50a 和下支座 50b 使其上下压紧，并靠筒壳 51 从圆周方向将其封闭。

上支座 50a 设有第一压缩机构 40a 用的吸气口 51a 和排气口 52a。下支座 50b 设有第二压缩机构 40b 用的吸气口 51b 和排气口 52b。在排气口 52a 和 52b 上分别设有靠预定压力打开的阀门 53a 和 53b，及限定阀门 53a 和 53b 开启度的阀门挡块 54a 和 54b。吸气口 51a 与进气管 12a 相通，吸气口 51b 与进气管 12b 相通。进气管 12a 和 12b 均接至蓄能器 60。

具有上述设置的密闭压缩机中，致冷剂的流动过程简述如下。

在蓄能器 60 中的气态致冷剂经进气管 12a 和 12b 进入机壳 10，并经吸气口 51a 和 51b 吸入第一和第二压缩机构 40a 和 40b。当在第一和第二压缩机构中压缩的致冷剂的压力达到预定值时，致冷剂将推开阀门 53a 和 53b，然后经排气口 52a 和 52b 排入机壳 10。在此例中，由于第一和第二压缩机构 40a 和 40b 的相位相互相差  $180^\circ$ ，所以排气的周期则各不相同。排入机壳 10 的致冷剂，穿过电动机构组件 30 的周围并经机壳 10 上部所设排气管 11 排出机壳 10 外。

第一第二压缩机构 40a 和 40b 中，轴 33、活塞 42a 和 42b 及旋转缸 41a 和 41b 之间的关系，将参照图 2 和图 3 说明如下。

将旋转运动传至电动机构组件 30 的轴 33 围绕点 B 转动。设在轴 33 上的曲柄 33a 和 33b 的旋转中心 C 距轴 33 的中心 B 保持一偏心距。曲柄 33a 和 33b 的旋转中心 C 与活塞 42a 和 42b 的旋转中心一致。另一方面，旋转缸 41a 和 41b 的旋转中心是与轴 33 的旋转中心 B 相距为 E 的点。因此，当曲柄 33a 或活塞 42a 的轨迹中心 C 与旋转缸 41a 的旋转中心 A 相隔距离达到最大值时，如图 2 所示，槽 43a 划分为最大腔和最小腔。由于第二压缩机构 40b 与第一压缩机构 40a 的相位差为  $180^\circ$ ，所以当第一压缩机构 40a 处于图 2 所示状态时，第二压缩机构 40b 的轨迹中心 C，如图 3 所示，与旋转缸 41b 的旋转中心 A 相重叠。因此，正如图 3 所示，槽 43b 被分割成容积相等的两个空腔。

隔板 44 上所设通孔 45 的尺寸将参照图 4 至图 6 说明如下。图 4 是轴 33 的主要区段侧视图；图 5 是说明通孔 45 和轴 33 之间位置关系的视

图；图 6 是说明通孔 45 和活塞 42 之间位置关系的视图。

首先，参照图 4，将轴 33 和通孔 45 之间的关系说明如下。

当组装压缩机构组件时，在轴 33 具有最大直径的曲柄段 33a 和 33b 处，务必设有通孔 45。因此，通孔 45 的直径务必等于或大于曲柄 33a 和 33b 的直径  $D_c$ 。

在压缩机压缩期间，轴 33 和通孔 45 之间的关系，将参照图 5 说明如下。

如上所述，轴 33 围绕与旋转缸旋转中心 A 相距为 E 的点 B 转动。因此，在轴 33 移动范围内，通孔 45 务必畅通。

换言之，通孔 45 的直径  $D_h$  务必符合下列关系式：

$$D_h/2 \geq E + D_s/2$$

$$\text{即 } D_h \geq 2E + D_s$$

在压缩机压缩期间，活塞 42 和通孔 45 之间的关系将参照图 6 说明如下。

如上所述，活塞 42 围绕轴 33 的中心 B 转动。因此，为确保活塞永远封闭通孔 45，通孔 45 的直径  $D_h$  务必满足下列关系式：

$$D_h/2 \leq 2E + D_p/2$$

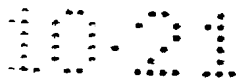
致冷气体的吸入冲程和压缩冲程将参照图 7 说明如下。在此，首先阐述第一压缩机构 40a；然而，第二压缩机构 40b 除其相位仅与图 7 中的第一压缩机构 40a 的相位相差  $180^\circ$  之外，其完成冲程的运行过程与第一压缩机构 40a 相同。

图 7a 至 7h 显示轴 33 每转动  $90^\circ$  时所处的状态。

首先，如图 7a 所示，当轴 33 转至  $0^\circ$  时，槽 43a 所处状态是槽 43a 内腔 I 的容积为最大值，而槽 43a 内腔 II 的容积为最小值。

腔 I 的容积从图 7c 所示状态至图 7d 所示状态逐渐减小。在图 7c 中，轴 33 转过  $180^\circ$ ，而在图 7d 中，轴 33 转过  $270^\circ$ ；借此，从排气口 52a 排出已压缩的致冷剂。图 7e 显示腔 I 中的压缩冲程处于终止状态，在此，轴 33 已转动了  $360^\circ$ 。

另一方面，腔 II 的容积从图 7c 的状态至图 7d 的状态逐渐增大。在图 7c 中，轴 33 转过  $180^\circ$ ，而在图 7d 中，轴 33 转过  $270^\circ$ ；借此，



从吸气口 51a 吸入已压缩的致冷剂。在图 7e 中，显示腔 II 中的吸入冲程处于终止状态，此时，轴 33 已转过  $360^\circ$ 。

在图 7e 至 7h 所示状态中，在腔 I 中完成吸入冲程，而在腔 II 中完成压缩冲程。当轴 33 从图 7h 所示位置继续再转动  $90^\circ$  时，则达到图 7a 所在的位置。

在槽 43a 内所限定的腔 I 和腔 II 中，分别完成压缩冲程和吸入冲程，与此同时，轴 33 则旋转了  $720^\circ$ 。

按照上述实施例，即使活塞处于若干压缩机缸之一的旋转缸的中心时，由于其它压缩机构具有旋转力，则可能避免出现活塞驱动力不以旋转力作用于旋转缸的情况。此外，由于两个压缩机构之间的相位差为  $180^\circ$ ，活塞则能相互对称配置；因此，压缩机便于加工制造。鉴于在上、下支座设置吸气口和排气口，则增加了吸气口和排气口位置设定的自由度。为此，可能调节压缩比，防止因吸气口和排气口的位置关系而造成过度压缩。而且，由于第一和第二压缩机构的相位互不相同，上支座和下支座的吸气口设置在同一轴线；进气管则能装在同一侧，管道不能在周围移动，便于进气管接至蓄能器或类似装置。

在本实施例中，两压缩机构之间的相位差为  $180^\circ$ ；但并不局限于此，相位差也可以是  $90^\circ$ ，或  $270^\circ$ ，或其它值。

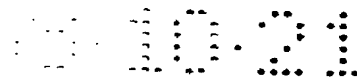
上文以设置两个压缩机构为例已详述了本发明。但是，本发明也可以设置三个或更多的压缩机构。

如上所述显而易见，按照本发明，在密闭压缩机中可以利用压缩机构的下列原理：借助于活塞沿着围绕与旋转缸中心相距 E 的点，以 E 为半径的轨迹转动，完成压缩冲程。

仅借助于旋转缸和活塞的旋转运动，压缩机构就能完成压缩和吸入冲程；而无须设置径向移动的部件。因此，有可能提供密闭式的压缩机，其中，即使将压缩机构固定在机壳内，也仅仅只出现极小的振动。

此外，只要保证将通孔直径  $D_h$  设定在  $D_h \geq D_c$  和  $D_h \leq D_p - 4E$  的范围之内，通过从隔板的一侧插入轴，则可以构成两个压缩机构。因此，有可能使该压缩机构装置实现工业化生产。

而且，只要保证通孔直径  $D_h$  设定在  $D_h \leq D_p - 4E$  的范围之内，



通孔则可以永远处于被活塞封隔的状态。因此，所提供的密闭压缩机可能具有较高的压缩效率，其中，即使两个压缩腔中的压缩冲程互不相同，也能防止两压缩腔中一个压缩腔的气体泄漏入另一压缩腔。

说明书附图

图 1

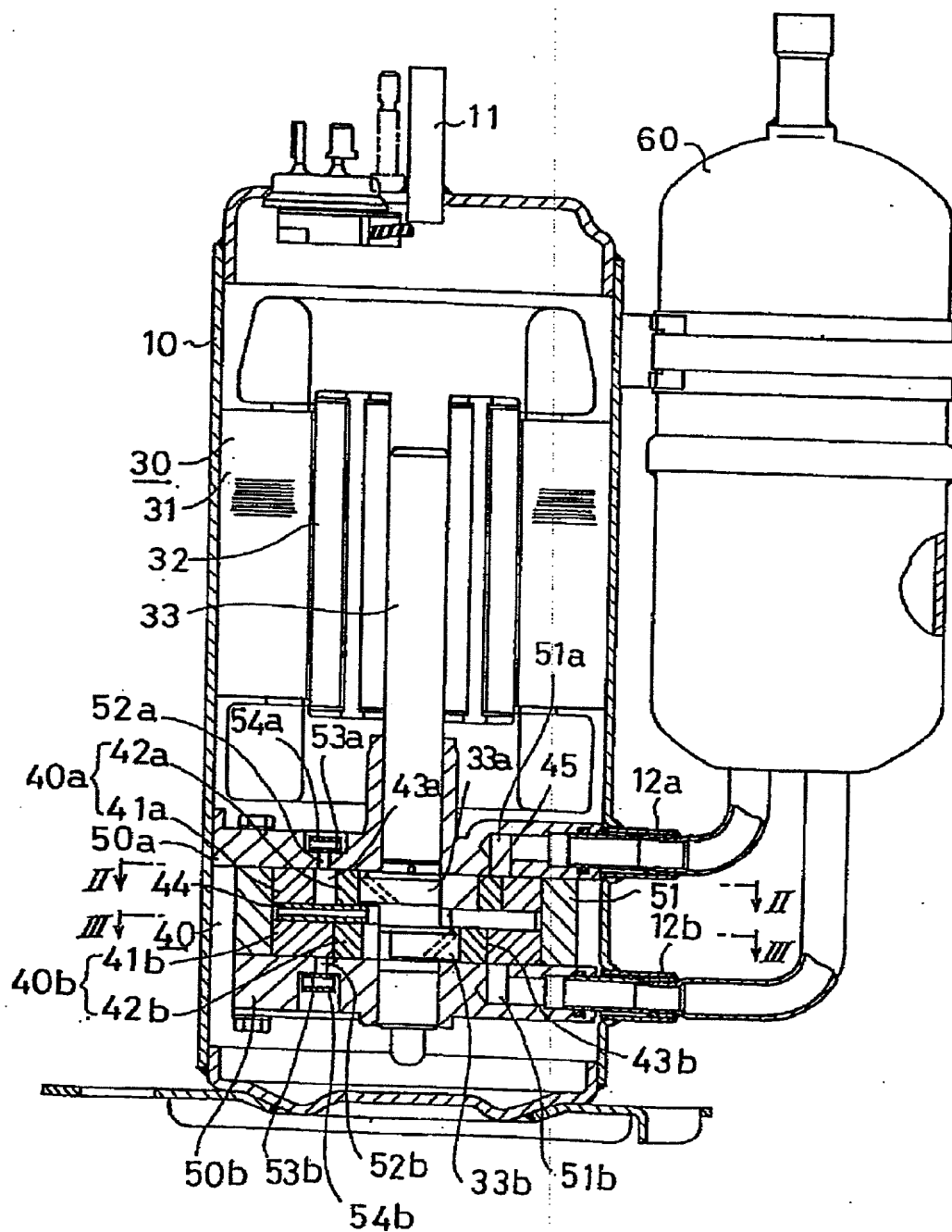


图 2

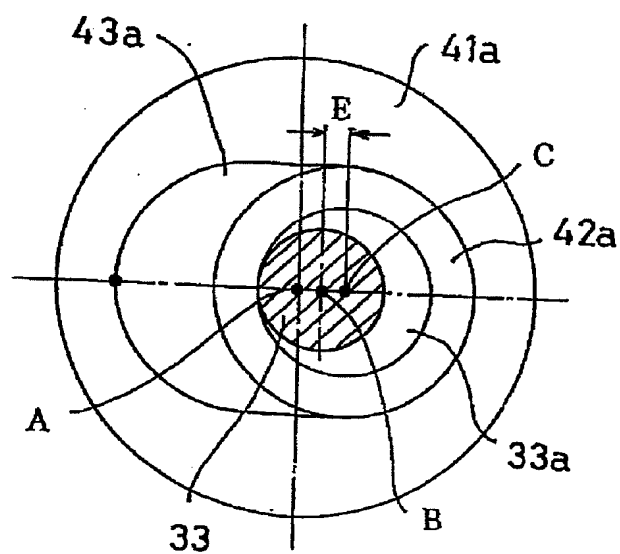


图 3

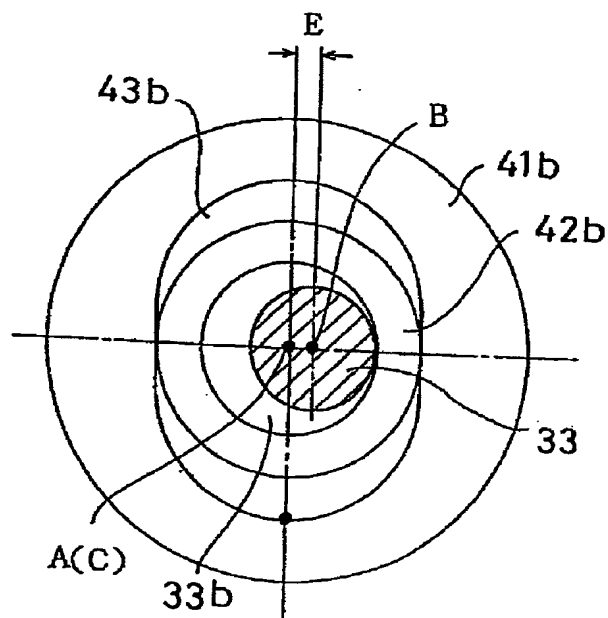




图 4

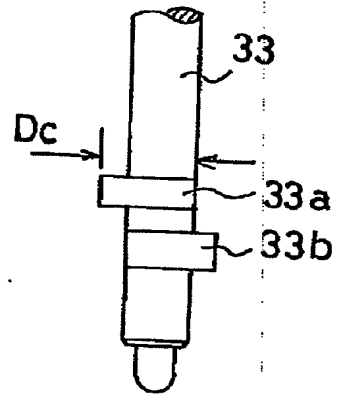


图 5

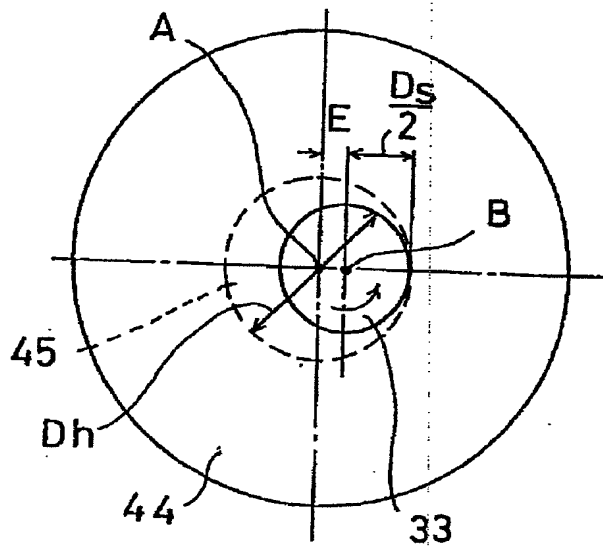


图 6

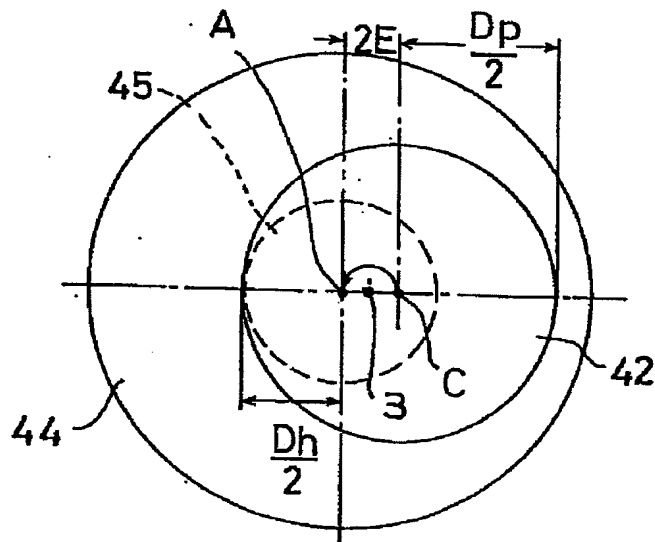


图 7

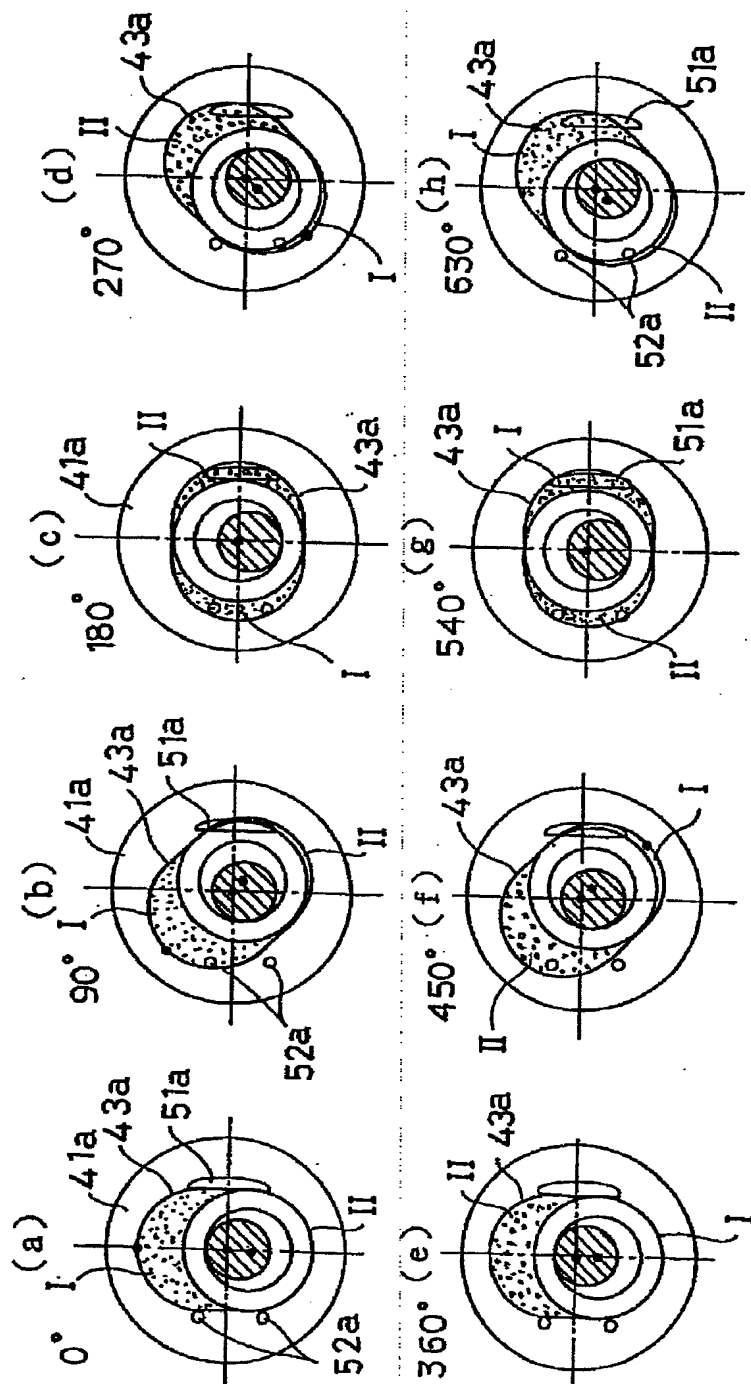


图 8

